

Col. 4-5

Said objective is accomplished as follows: in a prior-art geared-rotor mechanism of a screw-type hydraulic machine, which mechanism comprises:

a stator having inner screw-type gears made of a resilient-elastic material, for example - made of rubber,

a rotor having outer screw-type gears whose number being by one less than that of the stator's gears;

leads of the rotor's and stator's screw-type gears being proportional to their numbers of gears;

the rotor axis being offset with respect to the stator axis by the eccentricity value, which value is half of the gears' radial height; and

the end-face profile of stator gears being implemented as the envelope of the initial outline of the cycloidal rack defined by equidistance of a shortened cycloid having equidistance radius R_{c1} ,

according to the invention

profile of the rotor's gears in the end-face section is implemented as the envelope of the other initial outline of the cycloidal rack defined by equidistance of the shortened cycloid described by the following expressions:

$$X_{p2} = r\psi - E\sin\psi + R_{c2}\cos\alpha_p,$$

$$Y_{p2} = -r + E\cos\psi + R_{c2}\sin\alpha_p,$$

$$\alpha_{p2} = \arctg((r - E\cos\psi)/(E\sin\psi),$$

where X_{p2} , Y_{p2} are coordinates of the rotor rack profile;

r is radius of the revolving circumference;

E is radius of the generating circumference, being equal to the eccentricity value;

R_{c2} is radius of the rotor rack equidistance;

ψ is the current angular parameter of cycloid;

α_p is the rack's profile angle,

and radius R_{c2} of the rotor rack equidistance is greater than radius R_{c1} of the stator rack equidistance.

Implementation of the rotor gears' profile in the end-face section as the envelope of the initial outline of the cycloidal rack having a greater radius R_{c2} of equidistance than radius R_{c1} of the stator's cycloidal rack equidistance allows to provide an increased radius of the rotor gear projection and obtain the in-mesh lateral tightness - for the purpose to improve sealing of the working chambers of a screw-type hydraulic machine in the pitch point zone, where the cavities are divided into the high-pressure cavities and low-pressure cavities, and to improve the energy characteristics this geared-rotor mechanism.

**

A geared-rotor mechanism, of a screw-type downhole hydraulic machine (Figs. 1 and 2) comprises stator 1 having inner screw-type gears 2, rotor 3 having outer screw-type gears 4 whose number is by one less than that of the inner screw-type gears 2 of stator 1. Inner screw-type gears 2 of stator 1 are made of a resilient-elastic material, for example - made of the rubber cured onto the internal surface of stator 2. Axis $O_1 - O_2$ of stator 1 is displaced in respect of axis $O_2 - O_2$ of rotor 3 by eccentricity value E being half of radial height h of gears 2 and 4. The working centrode (initial circumference) of stator 1 having radius $a = EZ_1$ is tangent to the working centrode (initial circumference) of rotor 3 having radius $b = EZ_2$ in pitch point P (Fig. 2). Leads of helical lines T_1 and T_2 of gears 2 and 4 of, respectively, stator 1 and rotor 3 are proportional to their number of gears Z_1 and Z_2 (Fig. 1).

CLAIMS

1. A geared-rotor mechanism of a screw-type hydraulic machine, which mechanism comprises:

a stator having inner screw-type gears made of a resilient-elastic material, for example - made of rubber,

a rotor having outer screw-type gears whose number being by one less than that of the stator's gears;

leads of the rotor's and stator's screw-type gears being proportional to their numbers of gears;

the rotor axis being offset with respect to the stator axis by the eccentricity value, which value is half of the gears' radial height; and

the end-face profile of stator gears being implemented as the envelope of the initial outline of the cycloidal rack defined by equidistance of a shortened cycloid having equidistance radius R_{c1} ,

characterized in that

profile of the rotor's gears in the end-face section is implemented as the envelope of the other initial outline of the cycloidal rack defined by equidistance of the shortened cycloid described by the following expressions:

$$X_{P2} = r\psi - E\sin\psi + R_{c2}\cos\alpha_p,$$

$$Y_{P2} = -r + E\cos\psi + R_{c2}\sin\alpha_p,$$

$$\alpha_{p2} = \arctg((r - E\cos\psi)/(E\sin\psi)),$$

where X_{P2} , Y_{P2} are coordinates of the rotor rack profile;

r is radius of the revolving circumference;

E is radius of the generating circumference, being equal to the eccentricity value;

R_{c2} is radius of the rotor rack equidistance;

ψ is the current angular parameter of cycloid;

α_p is the rack's profile angle,

and radius R_{c2} of the rotor rack equidistance is greater than radius R_{c1} of the stator rack equidistance.



(19) RU (11) 2 166 603 (13) C1
(51) МПК⁷ E 21 B 4/02

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

(21), (22) Заявка: 2000118330/03, 10.07.2000

(24) Дата начала действия патента: 10.07.2000

(43) Дата публикации заявки: 10.05.2001

(46) Дата публикации: 10.05.2001

(56) Ссылки: Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М.: ВНИИОЭНГ, 1997, № 3-4, с.41. SU 237596 A, 14.07.1969. SU 400689 A, 29.03.1974. SU 926209 A, 07.05.1982. SU 1384702 A1, 30.03.1988. SU 1794176 A1, 07.02.1993. RU 2075589 C1, 20.03.1997. RU 2150566 C1, 10.06.2000. ГУСМАН М.Т. и др. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. - М.: Недра, 1981, с.86-94. БАЛДЕНКО Д.Ф. и др. Винтовые забойные двигатели. - М.: Недра, 1999, с.84-103.

(98) Адрес для переписки:
113114, Москва, Летниковская ул. 9, ОАО НПО
"Буровая техника"

(71) Заявитель:
Открытое акционерное общество
Научно-производственное объединение
"Буровая техника"

(72) Изобретатель: Кочнев А.М.,
Коротаев Ю.А., Цепков А.В., Суслов
В.Ф., Бобров М.Г.

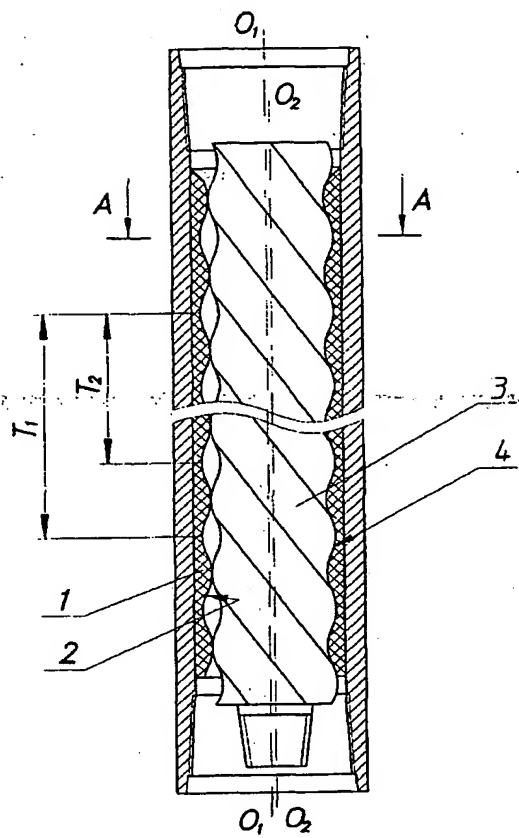
(73) Патентообладатель:
Открытое акционерное общество
Научно-производственное объединение
"Буровая техника"

(54) ГЕРОТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНОЙ ГИДРОМАШИНЫ (ВАРИАНТЫ)

(57) Реферат:

Изобретение относится к области строительства скважин, в частности к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин. Сущность изобретения: героторный механизм винтовой забойной гидромашины содержит статор с внутренними винтовыми зубьями и ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа внутренних винтовых зубьев статора. Профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки статора, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды, а профиль зубьев ротора выполнен как огибающая другого исходного контура

циклоидальной рейки ротора, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды по определенным математическим выражениям. По другому варианту выполнения профиль зубьев ротора в торцевом сечении очерчен сопряженными дугами окружностей, причем профиль выступов и впадин зубьев ротора очерчен дугами радиусов, из которых одна задается, а профиль впадины зуба ротора очерчен дугой, радиус которой рассчитывается по приведенному математическому выражению. Изобретение обеспечивает улучшение энергетических характеристик, повышение износостойкости и долговечности героторного механизма винтовой забойной гидромашины. 2 с. и 2 з.п. ф-лы, 6 ил.



Фиг. 1



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 166 603** ⁽¹³⁾ **C1**
 (51) Int. Cl. ⁷ **E 21 B 4/02**

RUSSIAN AGENCY
 FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: 2000118330/03, 10.07.2000

(24) Effective date for property rights: 10.07.2000

(43) Application published: 10.05.2001

(46) Date of publication: 10.05.2001

(98) Mail address:
 113114, Moskva, Letnikovskaja ul. 9, OAO NPO
 "Burovaja tekhnika"

(71) Applicant:
 Otkrytoe aktsionernoe obshchestvo
 Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie
 "Burovaja tekhnika"

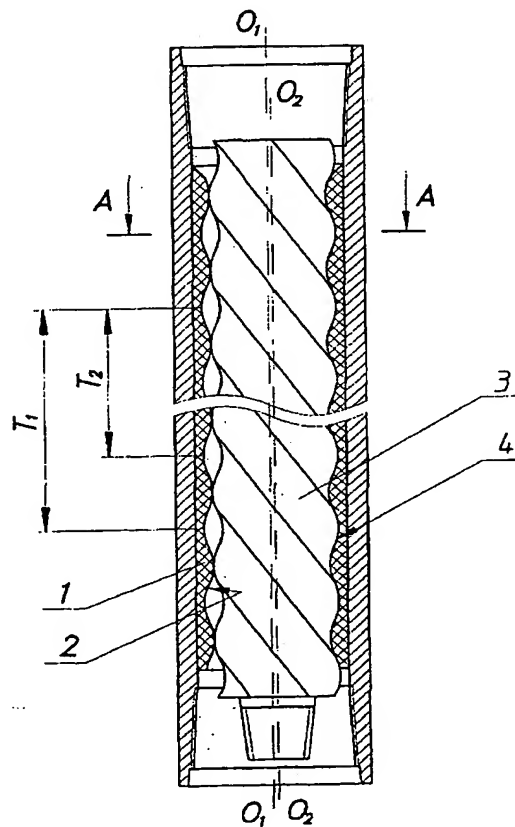
(72) Inventor: Kochnev A.M.,
 Korotaev Ju.A., Tsepkov A.V., Suslov
 V.F., Bobrov M.G.

(73) Proprietor:
 Otkrytoe aktsionernoe obshchestvo
 Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie
 "Burovaja tekhnika"

(54) GEROTOR MECHANISM OF SCREW FACE HYDRAULIC MACHINE

(57) Abstract:

FIELD: construction of holes. SUBSTANCE: invention specifically refers to gerotor mechanisms of screw face hydraulic machines drilling oil and gas wells. Gerotor mechanism includes stator with internal helical teeth and rotor with external helical teeth whose number is less by one than that of internal helical teeth of stator. Profile of teeth of stator in face section is made as envelope of starting contour of cycloidal rack of stator outlined by equidistant shortened cycloid and profile of teeth of rotor looks like envelope of another starting contour of cycloidal rack of rotor outlined by equidistant shortened cycloid by certain mathematical expressions. According to another version of implementation profile of teeth of rotor in face section is outlined by conjugate arcs of circles. Profiles of spaces and protrusions of teeth of rotor are outlined by arcs of radii of which one is specified and profile of space of tooth of rotor is outlined by arc which radius is computed by presented mathematical expression. EFFECT: improved energy characteristics, increased wear resistance and prolonged service life of gerotor mechanism of screw face hydraulic machine. 4 cl, 6 dwg



Фиг. 1

Изобретение относится к технике строительства скважин, а именно - к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин, и может быть использовано в винтовых насосах для добычи нефти и перекачивания жидкостей, а также в винтовых гидромоторах общего назначения.

Известен героторный механизм внутреннего зацепления (патент СССР N 671463, опубл. 07.09.93 г., Бюл. N 33 - 36), используемый в винтовых забойных двигателях. Указанный героторный механизм содержит ротор с наружными винтовыми зубьями и статор с внутренними винтовыми зубьями. Ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета. Разница в числах зубьев статора и ротора равна единице, а высота зубьев равна удвоенному эксцентриситету. Профили зубьев ротора и статора в торцевом сечении, перпендикулярном оси механизма, выполнены в виде огибающих общего исходного контура, который представляет собой экидистанту укороченной циклоиды. Это позволяет упростить изготовление героторного механизма, так как роторы и статоры с разными числами зубьев образуются общим исходным контуром, и их изготовление осуществляют одной фрезой.

Недостатком известного героторного механизма является то, что он имеет ограниченную величину смещений исходного контура рейки, что не позволяет осуществлять корегирование размера механизма (изменение диаметров статора и ротора), что ограничивает технические (энергетические) характеристики механизма.

Указанный недостаток частично устранен в героторном механизме винтовой забойной гидромашин (см. научно-технический журнал "Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море", М., ВНИИОЭНГ, N 3-4 1997 г., стр. 41, рис. 2 и 3).

Героторный механизм винтовой забойной гидромашин содержит статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, металлический ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора. Винтовые зубья статора и ротора находятся в непрерывном контакте между собой. Ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев. Ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев.

Профили зубьев статора и ротора в торцевом сечении выполнены как огибающие общего исходного контура циклоидальной рейки, очерченной экидистантой укороченной циклоиды. При этом профиль зуба статора образуется при обкатывании инструментальной прямой рейки по станочной начальной окружности статора, радиус которой равен $r_{w1} = rZ_1$,

где r - радиус катящейся окружности при образовании укороченной циклоиды;

Z_1 - число зубьев статора,

со смещением рейки на величину Δh_1 .

Профиль зуба ротора образуется при обкатывании инструментальной прямой той же рейки по станочной начальной окружности ротора, радиус которой равен $r_{w2} = rZ_2$,

где Z_2 - число зубьев ротора,

со смещением рейки на величину $\Delta h_2 = \Delta h_1 - \Delta_d/2$,

где Δ_d - диаметральный натяг механизма.

Это позволяет увеличить наружный диаметр ротора для создания натяга по резине с целью уменьшения утечек рабочей жидкости и создания запаса на износ в рабочих органах (статоре и роторе) механизма, а также позволяет осуществлять корегирование формы зубьев ротора и статора.

Однако, как показала практика, суммарный диаметральный натяг героторного механизма Δ_d распределяется по зубьям

статора неравномерно. В выпукло-выпуклом контакте выступа зуба ротора с выступом эластичного зуба статора приведенный радиус кривизны профилей значительно меньше, чем в выпукло-вогнутом контакте выступа зуба ротора со впадиной зуба статора, в результате чего деформация выступа зуба статора значительно больше, чем деформация его впадины. Это означает, что происходит смещение оси ротора относительно расчетного положения в сторону уменьшения межосевого расстояния механизма (эксцентриситета ротора). В результате этого нарушается расчетная кинематика героторного механизма, увеличивается износ по вершинам зубьев ротора и статора, где, помимо повышенных контактных нагрузок от натяга, имеет место наибольшая скорость скольжения в связи с максимальной удаленностью этой зоны зацепления от мгновенного центра вращения ротора (от полюса зацепления).

Кроме того, уменьшение натяга в зоне полюса зацепления героторного механизма приводит к увеличению объемных утечек жидкости в этой зоне и к соответствующему снижению энергетических характеристик винтовой гидромашин.

Целью настоящего изобретения является устранение указанных недостатков известного героторного механизма винтовой забойной гидромашин, улучшение его энергетических характеристик, повышение износостойкости и долговечности за счет улучшения уплотнения по контактными линиям в зоне полюса зацепления и уменьшения контактных нагрузок в зоне максимальных скоростей скольжения.

Поставленная задача решается тем, что в известном героторном механизме винтовой забойной гидромашин, содержащем статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной экидистантой укороченной циклоиды с радиусом экидистанты R_{c1} , согласно изобретению, профиль зубьев ротора в торцевом сечении выполнен как огибающая другого исходного контура циклоидальной рейки, очерченной экидистантой укороченной

циклоиды, описанной выражениями

$$X_{p2} = r\psi - E \sin \psi + R_{C2} \cos \alpha_p,$$

$$Y_{p2} = -r + E \cos \psi + R_{C2} \sin \alpha_p,$$

$$\alpha_p = \arctg((r - E \cos \psi) / E \sin \psi),$$

где X_{p2} , Y_{p2} - координаты профиля рейки ротора;

r - радиус катящейся окружности;
 E - радиус образующей окружности, равный величине эксцентриситета;

R_{C2} - радиус эквидистанты рейки ротора;

ψ - текущий угловой параметр циклоиды;

α_p - профильный угол рейки,

а радиус эквидистанты R_{C2} рейки ротора выполнен больше радиуса эквидистанты R_{C1} рейки статора.

Выполнение профиля зубьев ротора в торцевом сечении как огибающей другого исходного контура циклоидальной рейки с увеличенным радиусом эквидистанты R_{C2} по сравнению с радиусом эквидистанты циклоидальной рейки статора R_{C1} позволяет обеспечить увеличение радиуса выступа зуба ротора и получить в зацеплении боковой натяг, за счет которого улучшается уплотнение рабочих камер винтовой гидромашины в зоне полюса зацепления, где происходит разделение полостей высокого и низкого давления, повышаются энергетические характеристики героторного механизма.

Другим отличием героторного механизма является то, что радиус эквидистанты рейки ротора R_{C2} и радиус эквидистанты рейки статора R_{C1} связаны соотношением:

$$R_{C2} - R_{C1} = (0,1 - 0,5)E.$$

При выполнении указанного соотношения обеспечивается получение бокового натяга в оптимальных пределах.

При $R_{C2} - R_{C1} < 0,1E$ эффект увеличения бокового натяга незначителен; если $R_{C2} - R_{C1} > 0,5E$, то боковой натяг становится чрезмерным, что приводит к снижению энергетических характеристик героторного механизма в результате увеличения механических потерь при деформировании эластичных зубьев статора.

Поставленная задача решается также тем вариантом, при котором в известном героторном механизме винтовой забойной гидромашины, содержащем статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды с радиусом эквидистанты R_{C1} , согласно изобретению, профиль зубьев ротора в торцевом сечении очерчен сопряженными дугами окружностей, профиль выступа зуба ротора очерчен дугой радиуса R_B , а профиль впадины зуба ротора очерчен дугой радиуса

$$R_v = \frac{D_p^2/4 - D_p R_B + D_p/2 - 2E - 2(D_p/2 - R_B) < (D_p/2 - 2E) \cos \pi/Z}{2((R_B - D_p/2 + 2E) + (D_p/2 - R_B) \cos \pi/Z)},$$

где D_p - наружный диаметр ротора по выступам зубьев,

причем радиус выступа зуба ротора R_B выполнен больше радиуса эквидистанты рейки статора R_{C1} .

Выполнение профиля зубьев ротора в торцевом сечении очерченным сопряженными дугами окружностей, причем профиль выступа зуба ротора очерчен дугой радиуса R_B , профиль впадины зуба ротора очерчен дугой радиуса R_v , а радиус R_B выполнен большим по сравнению с радиусом эквидистанты циклоидальной рейки статора R_{C1} , позволяет обеспечить увеличение радиуса выступа зуба ротора и получить в зацеплении боковой натяг, за счет которого улучшается уплотнение рабочих камер винтовой гидромашины в зоне полюса зацепления, где происходит разделение полостей высокого и низкого давления, повышаются энергетические характеристики героторного механизма.

Кроме того, выполнение профиля впадины зуба ротора очерченным дугой радиуса R_v позволяет увеличить боковой натяг и в той фазе зацепления, когда выступ зуба статора контактирует со впадиной зуба ротора, что способствует дополнительному уплотнению рабочих камер героторного механизма.

Еще одним отличием героторного механизма является то, что радиус выступа зуба ротора R_B и радиус эквидистанты рейки R_{C1} статора связаны соотношением

$$R_B - R_{C1} = (0,1 - 0,5)E.$$

При выполнении указанного соотношения обеспечивается получение бокового натяга в оптимальных пределах.

При $R_B - R_{C1} < 0,1E$ эффект увеличения бокового натяга незначителен; если $R_B - R_{C1} > 0,5E$, то боковой натяг становится чрезмерным, что приводит к снижению энергетических характеристик героторного механизма в результате увеличения механических потерь при деформировании эластичных зубьев статора.

На фиг. 1 показан общий вид героторного механизма винтовой забойной гидромашины в продольном разрезе;

на фиг. 2 приведено поперечное сечение героторного механизма по линии А-А;

на фиг. 3 показано образование профиля статора героторного механизма от исходного контура циклоидальной рейки с радиусом эквидистанты R_{C1} ;

на фиг. 4 показано образование профиля ротора героторного механизма от исходного контура циклоидальной рейки с радиусом эквидистанты R_{C2} ;

на фиг. 5 показана часть поперечного сечения героторного механизма по линии А-А в увеличенном масштабе;

на фиг. 6 показан вариант ротора героторного механизма винтовой гидромашины, профиль зубьев которого образован дугами окружностей.

Героторный механизм винтовой забойной гидромашины (фиг. 1, 2) содержит статор 1 с внутренними винтовыми зубьями 2, ротор 3 с наружными винтовыми зубьями 4, число

которых на единицу меньше числа внутренних винтовых зубьев 2 статора 1. Внутренние винтовые зубья 2 статора 1 выполнены из упругоэластичного материала, например из резины, привулканизованной к внутренней поверхности статора 2. Ось $O_1 - O_1$ статора 1 смещена относительно оси $O_2 - O_2$ ротора 3 на величину эксцентриситета E , равную половине радиальной высоты h зубьев 2 и 4. Рабочая центроида (начальная окружность) статора 1 радиусом $a = EZ_1$ касается рабочей центроида (начальной окружности) ротора 3 радиусом $b = EZ_2$ в полюсе зацепления P (фиг. 2). Ходы винтовых линий T_1 и T_2 зубьев 2 и 4 соответственно статора 1 и ротора 3 пропорциональны их числам зубьев Z_1 и Z_2 (фиг. 1).

Профиль зубьев 2 статора 1 в торцевом сечении (фиг. 2, 3) выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки 5 статора 1, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды 6; профиль циклоидальной рейки 5 статора 1 описывается выражениями

$$X_{p1} = r\psi - E \sin \psi + R_{C1} \cos \alpha_p,$$

$$Y_{p1} = -r + E \cos \psi + R_{C1} \sin \alpha_p,$$

$$\alpha_p = \arctg((r - E \cos \psi) / (E \sin \psi)),$$

где X_{p1} , Y_{p1} - координаты профиля рейки статора;

r - радиус катящейся окружности;

E - радиус образующей окружности, равный величине эксцентриситета;

R_{C1} - радиус эквидистанты рейки статора;

ψ - текущий угловой параметр циклоиды;

α_p - профильный угол рейки.

Профиль зубьев 2 статора 1 образуется при качении инструментальной прямой 7 исходного контура циклоидальной рейки 5 статора 1 по инструментальной окружности 8 статора 1, радиус которой равен $r_{w1} = rZ_1$, со смещением исходного контура циклоидальной рейки 5 на величину Δh_1 для выполнения диаметра D_K статора 1 по впадинам зубьев 2 равным

$$D_K = 2(r(Z_1 - 1) + E + R_{C1} + \Delta h_1).$$

Торцевой профиль зубьев статора описывается выражениями:

$$X_1 = (X_{p1} + r_{w1} + \Delta h_1) \cos \Phi_1 - (Y_{p1} + r_{w1} \Phi_1) \sin \Phi_1,$$

$$Y_1 = (X_{p1} + r_{w1} + \Delta h_1) \sin \Phi_1 - (Y_{p1} + r_{w1} \Phi_1) \cos \Phi_1,$$

$$\Phi_1 = (Y_{p1} - (X_{p1} + \Delta h_1) \operatorname{ctg} \alpha_p) / r_{w1},$$

где Φ_1 - угол поворота статора 1 при контакте с точкой исходного контура циклоидальной рейки 5, имеющей текущий угловой параметр ψ .

Профиль зубьев 4 ротора 3 в торцевом сечении (фиг. 2, 4) выполнен как огибающая другого исходного контура циклоидальной рейки 9 ротора 3, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды 6; профиль циклоидальной рейки 9 ротора описывается выражениями:

$$X_{p2} = r\psi - E \sin \psi + R_{C2} \cos \alpha_p,$$

$$Y_{p2} = -r + E \cos \psi + R_{C2} \sin \alpha_p,$$

$$\alpha_p = \arctg((r - E \cos \psi) / (E \sin \psi)),$$

где X_{p2} , Y_{p2} - координаты профиля рейки ротора;

r - радиус катящейся окружности;

E - радиус образующей окружности, равный величине эксцентриситета;

R_{C2} - радиус эквидистанты рейки ротора;

ψ - текущий угловой параметр циклоиды;

α_p - профильный угол рейки.

Отличительной особенностью рейки 9 ротора 3 от рейки 5 статора 1 является величина радиуса эквидистанты R_{C2} , который выполнен большим, чем радиус эквидистанты рейки статора R_{C1} .

Оптимальным является выполнение соотношения $R_{C2} - R_{C1} = (0,1 - 0,5)E$. Профиль зубьев 4 ротора 3 образуется при качении инструментальной прямой 10 исходного контура циклоидальной рейки 9 ротора 3 по инструментальной окружности 11 ротора 3, радиус которой равен $r_{w2} = rZ_2$, со смещением исходного контура циклоидальной рейки 9 на величину Δh_2 для выполнения диаметра D_p ротора 3 по выступам зубьев 4 равным

$$D_p = 2(r(Z_2 - 1) + E + R_{C2} + \Delta h_2).$$

Торцевой профиль зубьев ротора описывается выражениями

$$X_2 = (X_{p2} + r_{w2} + \Delta h_2) \cos \Phi_2 - (Y_{p2} + r_{w2} \Phi_2) \sin \Phi_2,$$

$$Y_2 = (X_{p2} + r_{w2} + \Delta h_2) \sin \Phi_2 - (Y_{p2} + r_{w2} \Phi_2) \cos \Phi_2,$$

$$\Phi_2 = (Y_{p2} - (X_{p2} + \Delta h_2) \operatorname{ctg} \alpha_p) / r_{w2},$$

где Φ_2 - угол поворота ротора 3 при контакте с точкой исходного контура циклоидальной рейки 9, имеющей текущий угловой параметр ψ .

Выполнение профилей зубьев 2 статора 1 и зубьев 4 ротора 3 от разных исходных контуров циклоидальных реек 5 и 9, отличающихся величиной радиусов эквидистанты R_{C1} и R_{C2} , позволяет выполнить выступ зуба 4 ротора 3 более полным, чем профиль впадины зуба 2 статора 1, за счет чего обеспечивается натяг $\Delta_{бок}$ по боковым сторонам профилей (фиг. 5), а не в диаметральном измерении. При этом изменение межосевого расстояния механизма уменьшается, улучшается уплотнение его рабочих камер, а наибольший натяг реализуется в зоне полюса зацепления P , где скорости скольжения зубьев 4 ротора 3 и зубьев 2 статора 1 минимальны. Такой же результат достигается в варианте героторного механизма винтовой забойной гидромашин (фиг. 1, 2), поперечное сечение ротора которого представлено на фиг. 6. Вариант предусматривает выполнение профиля зубьев 2 статора 1 от исходного контура циклоидальной рейки 5 (фиг. 3), описываемой выражениями

$$X_{p1} = r\psi - E \sin \psi + R_{C1} \cos \alpha_p,$$

$$Y_{p1} = -r + E \cos \psi + R_{C1} \sin \alpha_p,$$

$$\alpha_p = \arctg((r - E \cos \psi) / (E \sin \psi)),$$

где X_{p1} , Y_{p1} - координаты профиля рейки статора;

r - радиус катящейся окружности;

E - радиус образующей окружности, равный величине эксцентриситета;

R_{C1} - радиус эквидистанты рейки статора;

ψ - текущий угловой параметр циклоиды;

α_p - профильный угол рейки,

при качении инструментальной прямой 7 исходного контура циклоидальной рейки 5 статора 1 по инструментальной окружности 8 статора 1, радиус которой равен $r_{w1} = rZ_1$, со смещением исходного контура циклоидальной рейки 5 на величину Δh_1 для выполнения диаметра D_K статора 1 по впадинам зубьев 2

равным

$$D_K = 2(r(Z_1 - 1) + E + R_{C1} + \Delta h_1).$$

Профиль зубьев 4 ротора 3 (фиг. 6) очерчен сопряженными дугами окружностей. Выступ зуба 4 ротора 3 очерчен дугой радиуса R_B , величина которого больше радиуса эквидистанты рейки статора R_{C1} , а центр O_B дуги R_B находится на расстоянии $(D_p/2 - R_B)$ от оси O_2 ротора 3. Впадина зуба 4 ротора 3 очерчена дугой радиуса

$$R_v = \frac{D_p^2/4 - D_p R_B + D_p^2/2 - 2E - 2(D_p/2 - R_B)(D_p/2 - 2E)\cos\pi/Z_2}{2((R_B - D_p/2 + 2E) + (D_p/2 - R_B)\cos\pi/Z_2)},$$

центр которой O_v находится на расстоянии $((D_p/2 - 2E) - R_B)$ от оси O_2 ротора 3 и лежит на радиусе, повернутом относительно оси выступа зуба на угол $180^\circ/Z_2$.

Оптимальным является выполнение соотношения $R_B - R_{C1} = (0,1 - 0,5)E$.

Героторный механизм винтовой забойной гидромашины работает следующим образом.

При использовании героторного механизма в винтовом забойном двигателе промывочная жидкость подается в верхнюю часть героторного механизма по колонне бурильных труб (на фиг. не показаны). Под действием неуравновешенного давления промывочной жидкости ротор 3 совершает планетарное движение внутри статора 1, обкатываясь своими наружными винтовыми зубьями 4 по внутренним винтовым зубьям 2 статора 1 (фиг. 1, 2). При этом ось O_2 ротора 3 совершает вращение относительно оси O_1 статора 1 по окружности радиуса E против часовой стрелки, а сам ротор 3 поворачивается относительно своей оси O_2 по часовой стрелке. Кинематически движение ротора 3 относительно статора 1 можно представить качением без скольжения центроида ротора 3 радиусом $b = EZ_2$ по центроиду статора 1 радиусом $a = EZ_1$ с мгновенным центром, вращения ротора 3, находящимся в точке касания центроид (полюсе зацепления) P . В зоне полюса зацепления P локализованы контактные линии (площадки), разделяющие полости высокого и низкого давления, поэтому боковой натяг, создаваемый в героторном механизме согласно настоящему изобретению, обеспечивает надежное уплотнение полостей высокого давления, что способствует снижению утечек жидкости и повышению энергетических характеристик забойного двигателя (КПД, мощность), что подтверждено стендовыми испытаниями. В результате того, что уменьшается изменение эксцентриситета ротора 3, обусловленное диаметральной натягом, обеспечивается уменьшение контактных нагрузок в зоне максимальных скоростей скольжения зубьев 4 ротора 3 по зубьям 2 статора 1 и соответствующее повышение долговечности и износостойкости героторного механизма. Планетарное вращение ротора 3 передается на вал опорного узла и связанный с ним породоразрушающий инструмент (на фиг. не показаны).

При использовании героторного механизма в винтовых насосах ротор 3 приводится во вращение и, обкатываясь по зубьям 2 статора 1, преобразует механическую энергию

вращения в гидравлическую энергию потока жидкости. Кинематика движения ротора 3 винтового насоса и преимущества, получаемые при использовании предложенного героторного механизма, аналогичны описанным выше для винтового двигателя.

Формула изобретения:

1. Героторный механизм винтовой забойной гидромашины, содержащий статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды с радиусом эквидистанты R_{C1} , отличающийся тем, что профиль зубьев ротора в торцевом сечении выполнен как огибающая другого исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды, описанной выражениями

$$X_{P2} = r\psi - E\sin\psi + R_{C2}\cos\alpha_P,$$

$$Y_{P2} = -r + E\cos\psi + R_{C2}\sin\alpha_P,$$

$$\alpha_P = \arctg((r - E\cos\psi)/(E\sin\psi)),$$

где X_{P2} , Y_{P2} - координаты профиля рейки ротора;

r - радиус катящейся окружности;

E - радиус образующей окружности, равный величине эксцентриситета;

R_{C2} - радиус эквидистанты рейки ротора;

ψ - текущий угловой параметр циклоиды;

α_P - профильный угол рейки,

а радиус эквидистанты R_{C2} рейки ротора выполнен больше радиуса эквидистанты R_{C1} рейки статора.

2. Героторный механизм по п.1, отличающийся тем, что радиус эквидистанты рейки ротора R_{C2} и радиус эквидистанты рейки статора R_{C1} связаны соотношением

$$R_{C2} = R_{C1} + (0,1 - 0,5)E.$$

3. Героторный механизм винтовой забойной гидромашины, содержащий статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды с радиусом эквидистанты R_{C1} , отличающийся тем, что профиль зубьев ротора в торцевом сечении очерчен сопряженными дугами окружностей, причем профиль выступа зуба ротора очерчен дугой радиуса R_B , профиль впадины зуба ротора очерчен дугой радиуса:

$$R_v = \frac{D_p^4/4 - D_p R_B + D_p/2 - 2E - 2(D_p/2 - R_B)(D_p/2 - 2E)\cos\pi/2}{2((R_B - D_p/2 + 2E) + (D_p/2 - R_B)\cos\pi/2)},$$

где D_p - наружный диаметр ротора по выступам зубьев;

Z_2 - число зубьев ротора;

E - эксцентриситет,

а радиус R_B дуги выступа зуба ротора

выполнен больше радиуса эквидистанты R_{C1} рейки статора.

4. Героторный механизм по п.3, отличающийся тем, что радиус R_B дуги выступа зуба ротора и радиус эквидистанты рейки R_{C1} статора связаны соотношением

$$R_B = R_{C1} + (0,1 - 0,5)E.$$

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

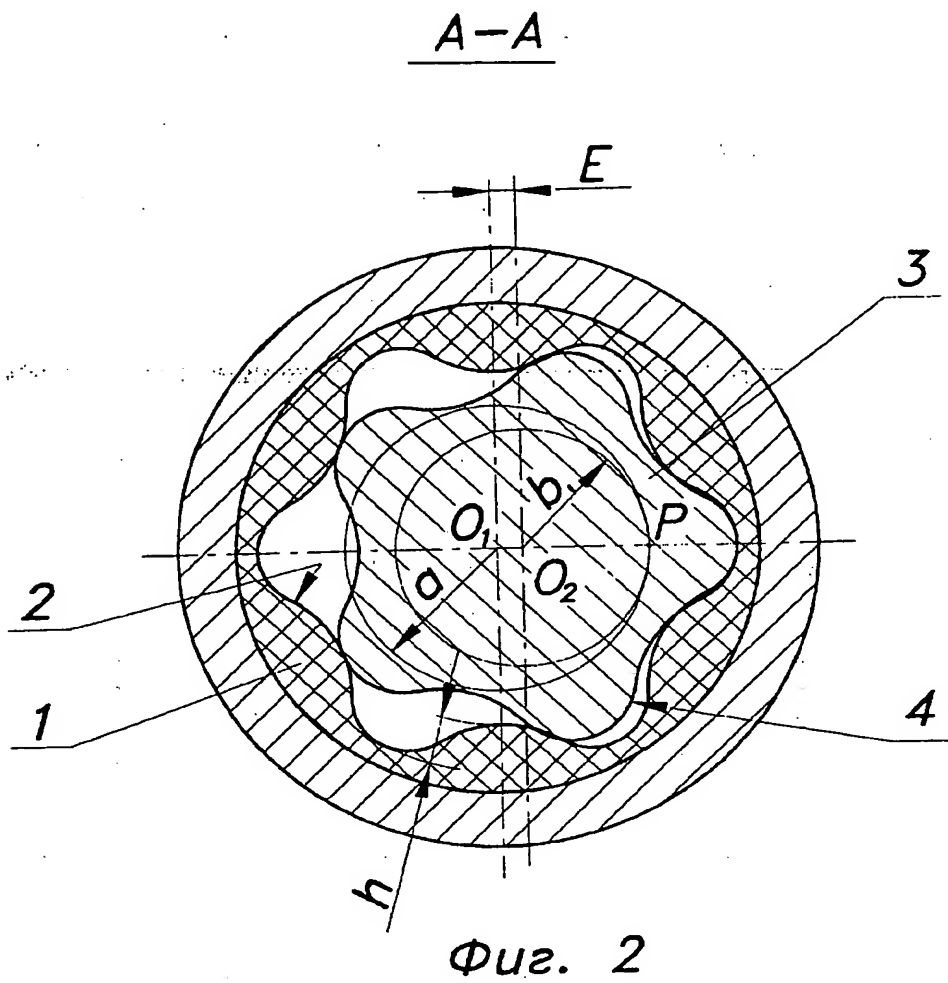
60

RU 2166603 C1

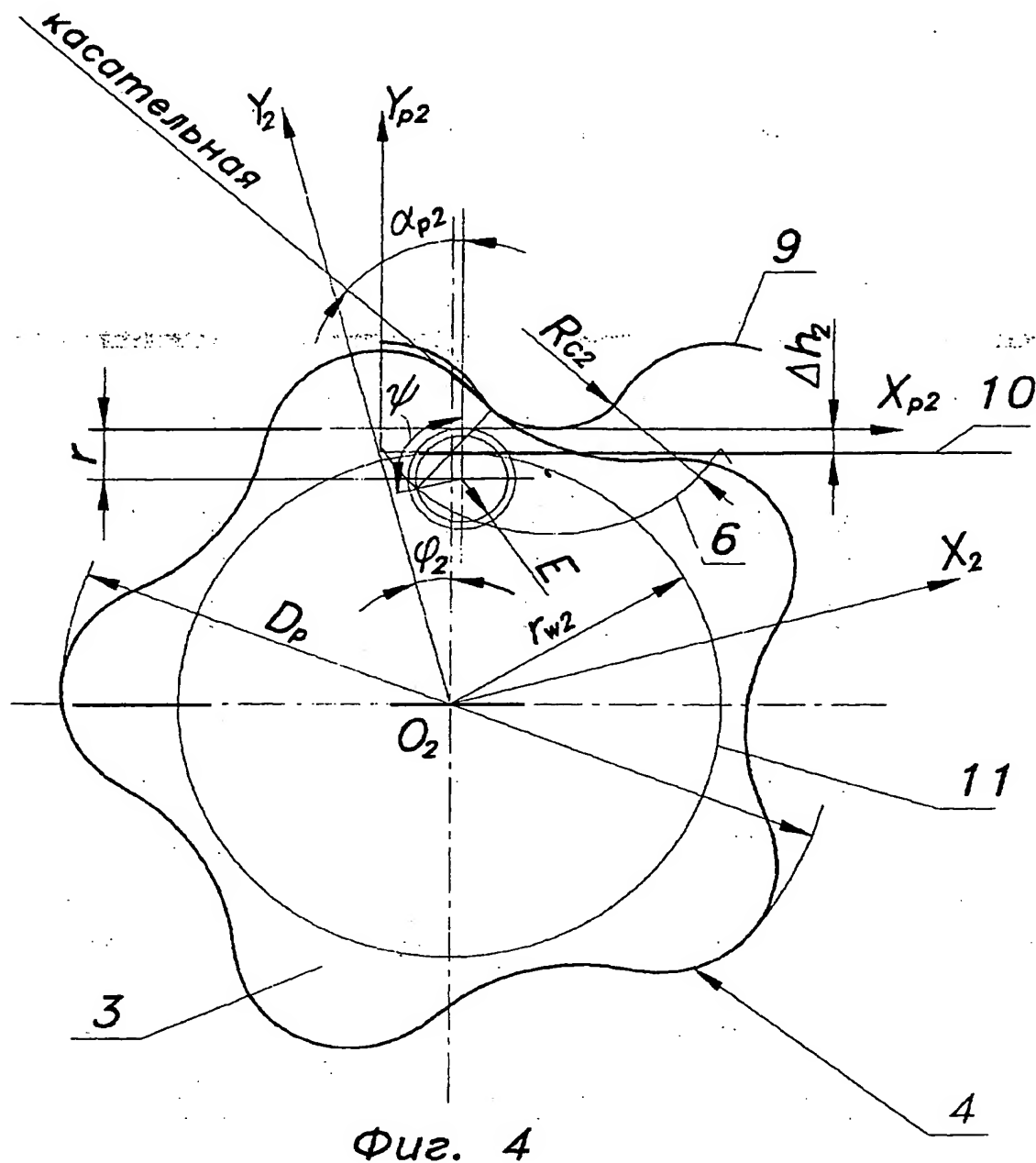
RU 2166603 C1

RU 216.6603 C1

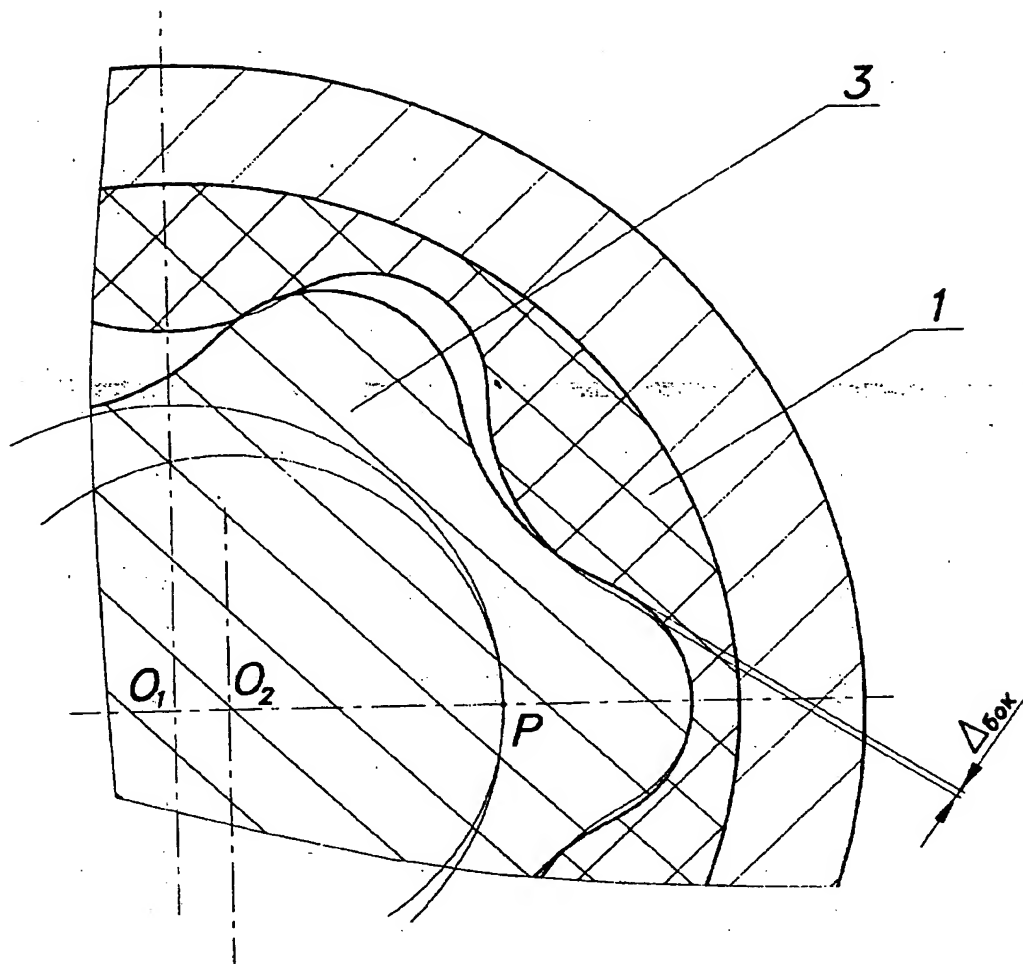
RU 166603 C1



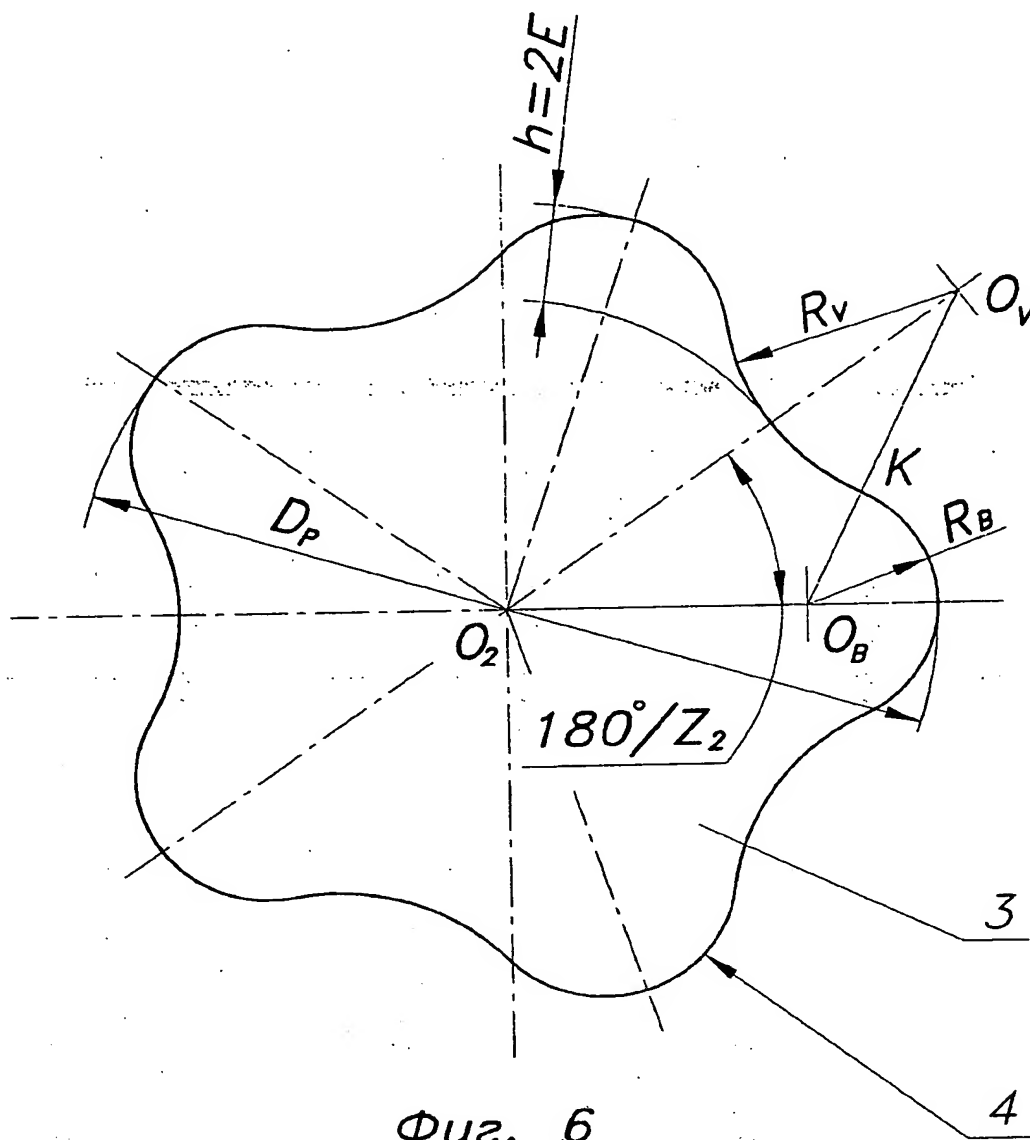




Фиг. 4



Фиг. 5



Фиг. 6